

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-247984

(43) 公開日 平成11年(1999) 9月14日

(51) Int.Cl.⁶

識別記号

F I

F 1 6 H 61/04

F 1 6 H 61/04

15/38

15/38

37/02

37/02

A

// F 1 6 H 59:42

59:44

審査請求 未請求 請求項の数12 OL (全 19 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号

特願平10-49703

(22) 出願日

平成10年(1998) 3月2日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 酒井 弘正

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

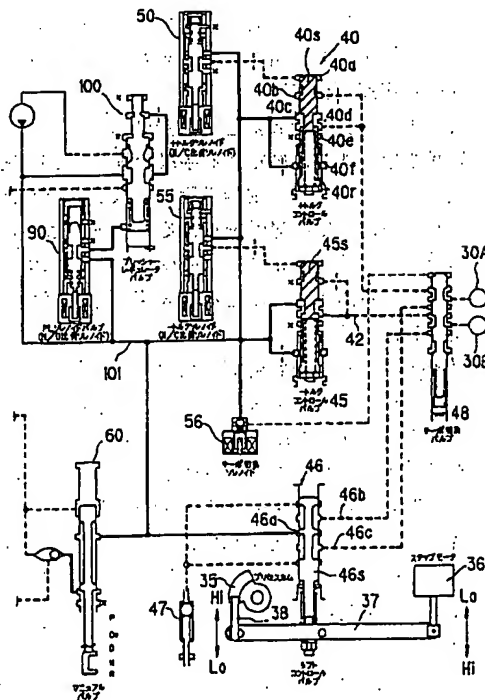
(74) 代理人 弁理士 後藤 政喜 (外1名)

(54) 【発明の名称】 変速比無限大無段変速機の変速制御装置

(57) 【要約】

【課題】 油圧制御装置のばらつきにかかわらず、パワーローラの傾転角の制御とトルク伝達量の制御を迅速かつ高精度で両立させる。

【解決手段】 トラニオンを介してトロイダル型無段変速機のパワーローラを駆動する油圧シリンダ30と、車両の運転状態に応じた目標変速比となるように油圧シリンダ30を制御する変速制御手段は、油圧シリンダ30のピストン31によって画成された第1及び第2の油室30A、30Bの圧力を制御する第1ピストン制御手段と、油圧シリンダ30への油圧を制御するシフトコントロールバルブ46と、パワーローラの傾転角をシフトコントロールバルブ46へフィードバックする第2ピストン制御手段と、第1及び第2のピストン制御手段を選択的に切り換えるサーボ切換バルブ48とを備える。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 入出力ディスクに挟持されたパワーローラを傾転させることで変速比を連続的に変更するトロイダル型無段変速機と一定変速機とをユニット入力軸にそれぞれ連結するとともに、無段変速機と一定変速機の出力軸を遊星歯車機構、動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチを介してユニット出力軸に連結した変速比無限大無段変速機と、

トラニオンを介して前記トロイダル型無段変速機のパワーローラを駆動する油圧シリンダと、
車両の運転状態に応じた目標変速比となるように前記油圧シリンダを制御する変速制御手段とを備えた変速比無限大無段変速機の変速制御装置において、

前記変速制御手段は、
前記油圧シリンダのピストンによって画成された第1及び第2の油室の圧力を制御する第1のピストン制御手段と、

前記油圧シリンダへの油圧を制御する変速制御弁と、パワーローラの傾転角または実変速比を変速制御弁へフィードバックする第2のピストン制御手段と、

前記第1及び第2のピストン制御手段を選択的に切り換える制御切換手段とを備えたことを特徴とする変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項2】 前記制御切換手段は、運転状態に応じて前記第1及び第2のピストン制御手段を選択的に切り換えることを特徴とする請求項1に記載の変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項3】 前記変速制御手段は、運転状態として少なくとも車速を検出し、前記制御切換手段は、所定の車速以下では第1のピストン制御手段を選択する一方、所定の車速を超えると第2のピストン制御手段を選択することを特徴とする請求項1に記載の変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項4】 前記変速制御手段は、パワーローラの傾転角を検出または推定する手段を備え、前記制御切換手段は、第1ピストン制御手段を選択しているときに、前記傾転角が所定の範囲を超えるか、または超えようとするときに、第2のピストン制御手段へ切り換えることを特徴とする請求項1に記載の変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項5】 前記制御切換手段は、前記目標変速比が所定値を超えると第2ピストン制御手段を選択する一方、目標変速比が所定値以下の場合には第1ピストン制御手段を選択することを特徴とする請求項1に記載の変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項6】 前記変速制御手段は、目標駆動力または負荷を検出または設定する手段を備え、前記制御切換手段は、目標駆動力または負荷の増大に応じて前記所定の車速を高速側へ変更することを特徴とする請求項3に記載の変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項7】 前記変速制御手段は、前記動力循環モードクラッチと直結モードクラッチを選択的に締結して動力循環モードと直結モードとを選択的に切り換える動力伝達モード切換手段を備え、前記制御切換手段は、動力循環モードのときに第1ピストン制御手段を選択する一方、直結モードのときに第2ピストン制御手段を選択することを特徴とする請求項1に記載の変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項8】 前記変速制御手段は、動力循環モードと直結モードの切り換えと、第1及び第2ピストン制御手段の切り換えを同期的に行うモード切換バルブを備えたことを特徴とする請求項7に記載の変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項9】 前記第2のピストン制御手段は、前記制御切換手段が第1ピストン制御手段を選択している場合であっても、常時目標変速比または実変速比に追従するよう制御を継続することを特徴とする請求項1に記載の変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項10】 前記第1ピストン制御手段は、前記制御切換手段が第2ピストン制御手段を選択している場合であっても、常時目標変速比に追従するよう制御を継続することを特徴とする請求項1に記載の変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項11】 前記変速制御手段は、パワーローラの傾転角速度を検出する手段を備え、前記制御切換手段は、第1ピストン制御手段から第2ピストン制御手段へ切り換える傾転角の範囲を、前記傾転角速度の絶対値の大きさに応じて縮小することを特徴とする請求項4に記載の変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【請求項12】 前記変速制御手段は、パワーローラの傾転角速度を検出する手段を備え、前記制御切換手段は、第1ピストン制御手段から第2ピストン制御手段へ切り換える傾転角の範囲の上限値を、前記傾転角速度の正方向への増大に応じて低減する一方、傾転角の範囲の下限値を前記傾転角速度の負方向への減少に応じて増大することを特徴とする請求項4に記載の変速比無限大無段変速機の変速制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両などに採用される変速比無限大無段変速機の変速制御装置の改良に関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来から車両の変速機として、ベルト式やトロイダル型の無段変速機が知られており、このような無段変速機の変速領域をさらに拡大するために、無段変速機に一定変速機と遊星歯車機構を組み合わせて変速比を無限大まで制御可能とする変速比無限大無段変速機が知られており、例えば、特開平9-42428号公報などがある。

【0003】これは、エンジンに連結される変速比無限大無段変速機のユニット入力軸に変速比を連続的に変更可能なトロイダル型無段変速機と、一定変速機（減速機）を並列的に連結するとともに、これらの出力軸を遊星歯車機構で結合したもので、無段変速機の出力軸を遊星歯車機構のサンギアに、一定変速機の出力軸は動力循環モードクラッチを介して遊星歯車機構のキャリアに連結される。

【0004】サンギアと連結した無段変速機出力軸は、直結モードクラッチを介して変速比無限大無段変速機の出力軸であるユニット出力軸に結合される一方、遊星歯車機構のリングギアもユニット出力軸に結合される。

【0005】このような変速比無限大無段変速機では、図17に示すように、動力循環モードクラッチを接続する一方、直結モードクラッチを遮断することにより、無段変速機と一定変速機の変速比の差に応じて、ユニット変速比（図中IVT比でユニット入力軸回転数/ユニット出力軸回転数）を負の値から正の値まで無限大（＝ギアードニュートラル）を含んで連続的に変速制御を行う動力循環モードと、動力循環モードクラッチを遮断する一方、直結モードクラッチを接続して無段変速機の変速比に応じて変速制御を行う直結モードを選択的に使用することができる。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来の変速比無限大無段変速機の変速制御装置にあっては、トロイダル型無段変速機ではパワーローラの傾転角とトルク伝達力の制御が、パワーローラを支持するトラニオンを、油圧シリンダのピストンの前後差圧に応じて駆動する油圧制御装置によって行われるため、油圧制御装置の寸法公差などのばらつきによって、油圧シリンダなどの油圧応答性不足や駆動特性にばらつき生じ、目標変速比に向けて迅速かつ高精度で傾転角を制御することが困難となり、特に、目標変速比がユニット変速比の無限大となる動力循環モードのギアードニュートラルまたはその近傍を保持するためには、油圧シリンダの前後差圧を高精度で調整して、トルク伝達力を迅速に変更する必要があるが、上記油圧制御装置の特性のばらつきによって、上記前後差圧の精度が低下すると、ギアードニュートラルから前進方向あるいは後退方向へ僅かにずれて、運転者が意図した進行方向とは逆方向にトルクが発生して、運転者に違和感を与えるという問題があった。

【0007】また、上記油圧の制御応答性の不足や、アクチュエータ駆動特性のバラツキ等により、トロイダル型無段変速機を駆動する油圧シリンダのピストンの前後差圧を正確に設定することは困難であるため、無段変速機の入力トルクが急変したときには、差圧指令値に対して実際の差圧がばらついてしまうため、無段変速機のパワーローラが所定の傾転角範囲を超え、パワーローラを支持するトラニオンが傾転ストッパに当たってショック

が発生したり、ディスクとパワーローラが滑ったりする可能性があった。

【0008】そこで本発明は、上記問題点に鑑みてなされたもので、油圧制御装置のばらつきにかかわらず、パワーローラの傾転角の制御とトルク伝達量の制御を迅速かつ高精度で両立させることを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】第1の発明は、入出力ディスクに挟持されたパワーローラを傾転させることで変速比を連続的に変更するトロイダル型無段変速機と一定変速機とをユニット入力軸にそれぞれ連結するとともに、無段変速機と一定変速機の出力軸を遊星歯車機構、動力循環モードクラッチ及び直結モードクラッチを介してユニット出力軸に連結した変速比無限大無段変速機と、トラニオンを介して前記トロイダル型無段変速機のパワーローラを駆動する油圧シリンダと、車両の運転状態に応じた目標変速比となるように前記油圧シリンダを制御する変速制御手段とを備えた変速比無限大無段変速機の変速制御装置において、前記変速制御手段は、前記油圧シリンダのピストンによって画成された第1及び第2の油室の圧力を制御する第1のピストン制御手段と、前記油圧シリンダへの油圧を制御する変速制御弁と、パワーローラの傾転角または実変速比を変速制御弁へフィードバックする第2のピストン制御手段と、前記第1及び第2のピストン制御手段を選択的に切り換える制御切換手段とを備える。

【0010】また、第2の発明は、前記第1の発明において、前記制御切換手段は、運転状態に応じて前記第1及び第2のピストン制御手段を選択的に切り換える。

【0011】また、第3の発明は、前記第1の発明において、前記変速制御手段は、運転状態として少なくとも車速を検出し、前記制御切換手段は、所定の車速以下では第1のピストン制御手段を選択する一方、所定の車速を超えると第2のピストン制御手段を選択する。

【0012】また、第4の発明は、前記第1の発明において、前記変速制御手段は、パワーローラの傾転角を検出または推定する手段を備え、前記制御切換手段は、第1ピストン制御手段を選択しているときに、前記傾転角が所定の範囲を超えるか、または超えようとするときに、第2のピストン制御手段へ切り換える。

【0013】また、第5の発明は、前記第1の発明において、前記制御切換手段は、前記目標変速比が所定値を超えると第2ピストン制御手段を選択する一方、目標変速比が所定値以下の場合には第1ピストン制御手段を選択する。

【0014】また、第6の発明は、前記第3の発明において、前記変速制御手段は、目標駆動力または負荷を検出または設定する手段を備え、前記制御切換手段は、目標駆動力または負荷の増大に応じて前記所定の車速を高速側へ変更する。

【0015】また、第7の発明は、前記第1の発明において、前記変速制御手段は、前記動力循環モードクラッチと直結モードクラッチを選択的に締結して動力循環モードと直結モードとを選択的に切り換える動力伝達モード切換手段を備え、前記制御切換手段は、動力循環モードのときに第1ピストン制御手段を選択する一方、直結モードのときに第2ピストン制御手段を選択する。

【0016】また、第8の発明は、前記第7の発明において、前記変速制御手段は、動力循環モードと直結モードの切り換えと、第1及び第2ピストン制御手段の切り換えを同期的に行うモード切換バルブを備える。

【0017】また、第9の発明は、前記第1の発明において、前記第2のピストン制御手段は、前記制御切換手段が第1ピストン制御手段を選択している場合であっても、常時目標変速比または実変速比に追従するよう制御を継続する。

【0018】また、第10の発明は、前記第1の発明において、前記第1ピストン制御手段は、前記制御切換手段が第2ピストン制御手段を選択している場合であっても、常時目標変速比に追従するよう制御を継続する。

【0019】また、第11の発明は、前記第4の発明において、前記変速制御手段は、パワーローラの傾転角速度を検出する手段を備え、前記制御切換手段は、第1ピストン制御手段から第2ピストン制御手段へ切り換える傾転角の範囲を、前記傾転角速度の絶対値の大きさに応じて縮小する。

【0020】また、第12の発明は、前記第4の発明において、前記変速制御手段は、パワーローラの傾転角速度を検出する手段を備え、前記制御切換手段は、第1ピストン制御手段から第2ピストン制御手段へ切り換える傾転角の範囲の上限値を、前記傾転角速度の正方向への増大に応じて低減する一方、傾転角の範囲の下限値を前記傾転角速度の負方向への減少に応じて増大する。

【0021】

【発明の効果】第1の発明は、油圧シリンダ制御手段は第1手段と第2手段の切り換えを可能な構成としたことにより、動力循環モードの中立点（ギアードニュートラルポイント）やその近傍において、第1のピストン制御手段における制御が可能となるため、トルク伝達力制御によって中立点を維持することが可能となり、また、正確な変速比制御が必要な運転状況においては、第2のピストン制御手段に切り換えることにより、目標変速比に向けて迅速かつ高精度で傾転角＝実変速比を制御することが可能となり、油圧制御装置の製造上の誤差や公差等にかかわらず、パワーローラの傾転角の制御とトルク伝達量の制御を迅速かつ高精度で両立させることができる。

【0022】また、第2の発明では、運転状態に応じて第1及び第2のピストン制御手段を自動的に切り換えることができるため、第1及び第2のピストン制御手段の

制御特性のうち運転状態に適した一方を選択することで変速比無限大無段変速機の運転性を向上させることができる。

【0023】また、第3の発明では、所定の車速を超える場合には、第2のピストン制御手段に切り換えて目標変速比に向けて迅速かつ高精度で実変速比を制御し、所定の車速以下では第1のピストン制御手段に切り換えることで、正確なトルク伝達力制御によって、動力循環モードでの中立点またはその近傍の変速比を確実に行って、パワーローラの傾転角の制御とトルク伝達量の制御を容易に実現することができる。

【0024】また、第4の発明では、第1ピストン制御手段を選択しているときには、パワーローラの傾転角が所定の範囲外または所定の範囲を超えようとするとき、第2のピストン制御手段に切り換えるため、パワーローラの傾転角が所定の範囲を超えて傾転ストップに当たることを防止することが可能になる。

【0025】また、第5の発明では、第1及び第2のピストン制御手段の切り換えを、所定の目標変速比で行うようにしたため、目標変速比が所定値以下となる動力循環モードの中立点及びその近傍の変速比では第1ピストン制御手段によるトルク伝達力制御が可能となり、その他の目標変速比領域では第2ピストン制御手段によって迅速かつ正確な変速比制御を行うことができる。

【0026】また、第6の発明では、第1及び第2のピストン制御手段の切り換えを、目標駆動力または負荷に応じて切り換える際に、負荷や目標駆動力が上昇するほど高車速側で第1から第2のピストン制御手段へ切り換えることで、トルク伝達力制御の範囲を広げて、動力循環モードの中立点近傍領域でのトルク伝達力制御の精度をさらに向上させることができる。

【0027】また、第7の発明は、動力伝達モードの切り換えとピストン制御手段の切り換えを同時に行うことができるため、制御内容を簡易にすることができる。

【0028】また、第8の発明では、動力伝達モードの切り換えとピストン制御手段の切り換えを同時に行うモード切換バルブを設けたため、制御内容の簡易化に加えて、部品点数を削減して製造コストの低減を図ることができる。

【0029】また、第9の発明では、第1ピストン制御手段によって制御が行われている場合でも、第2ピストン制御手段を目標変速比または実変速比に追従させることで、制御切換の際に切換ショックを低減することができる。

【0030】また、第10の発明では、第2ピストン制御手段によって制御が行われている場合でも、第1ピストン制御手段を目標変速比となるような油圧に追従させることで、制御切換の際に切換ショックを低減することができる。

【0031】また、第11の発明は、パワーローラの傾

転角速度を検出して、第1ピストン制御手段から第2ピストン制御手段へ切り換える傾転角の範囲を、傾転角速度の絶対値の大きさに応じて縮小することで、入力トルクの急変などで傾転速度が大きくなっても、傾転ストッパに衝突するのを確実に防止できる。

【0032】また、第12の発明は、傾転角速度の正負に応じて、第1ピストン制御手段から第2ピストン制御手段へ切り換える傾転角の範囲の上限値と下限値の一方を変更するようにしたため、傾転角範囲を不要に縮小することなく、入力トルクの急変などで傾転速度が大きくなっても、傾転ストッパに衝突するのを確実に防止できる。

【0033】

【実施の形態】以下、本発明の一実施形態を添付図面に基づいて説明する。

【0034】図1～図4は、トロイダル型の無段変速機2を用いて変速比無限大無段変速機を構成した一例を示す。

【0035】図1は変速比無限大無段変速機の概略を示し、前記従来例と同様に構成されるもので、エンジンに連結される変速比無限大無段変速機のユニット入力軸1に、変速比を連続的に変更可能なトロイダル型の無段変速機2と、ギア3a、3bから構成された一定変速機3（減速機）を並列的に連結するとともに、これらの出力軸4、3cを遊星歯車機構5で結合したもので、無段変速機2の出力軸4は遊星歯車機構5のサンギア5aに、一定変速機3の出力軸3cは動力循環モードクラッチ9を介して遊星歯車機構5のキャリア5bに連結される。

【0036】サンギア5aと連結した無段変速機出力軸4は、直結モードクラッチ10を介して変速比無限大無段変速機の出力軸であるユニット出力軸6に結合される一方、遊星歯車機構5のリングギア5cもユニット出力軸6に結合される。

【0037】ユニット出力軸6には変速機出力ギア7が設けられ、この変速機出力ギア7は差動ギア8のファイナルギア12aと歯合し、所定の総減速比で差動ギア8と結合した駆動軸11a、11bに駆動力が伝達される。

【0038】無段変速機2は、図1に示すように、一対の入力ディスク21、出力ディスク22で、パワーローラ20をそれぞれ挟持、押圧するダブルキャピティのトロイダル型で構成され、パワーローラ20は、図3、図4に示すように、下端を油圧シリンダ30に結合して軸方向へ変位可能かつ軸まわりに回転可能なトラニオン23に軸支され、トラニオン23の下端には後述するシフトコントロールバルブ46へ傾転角、すなわち、実変速比をフィードバックするためのプリセスカム35が設けられる。

【0039】入力ディスク21が図3、図4のように回転する場合、油室30Aの油圧を増大することでパワー

ローラ20のトルク伝達力が減少する一方、油室30Bの油圧を増大させることで、パワーローラ20のトルク伝達力が増大し、油室30A、30Bの差圧を調整することで、トルク伝達力は連続的に制御される。

【0040】したがって、油室30Aの油圧を P_{dec} 、油室30Bの油圧を P_{inc} とすると、ピストン31の差圧 $\Delta P = P_{inc} - P_{dec}$ が、トロイダル型無段変速機2のトルク伝達力である。

【0041】ここで、トロイダル型無段変速機2のトルク伝達力は、エンジン側から遊星歯車機構5のサンギア5a側へのトルク伝達力を正と考えているので、この場合、変速機全体の駆動トルクが大きくなるほど、動力循環モードの前進状態においては、駆動トルクはピストン31の差圧 ΔP が負、すなわち差圧 ΔP が小（ただし絶対値は大）ほど増大し、直結モードにおいてはその逆となる。

【0042】ただし、伝達トルクに釣り合わない差圧 ΔP を与えて、ピストン31が変位するとトラニオン23が軸方向へ変位するため、パワーローラ20が中立点（図3、図4のように、パワーローラ20の回転軸と入出力ディスク21、22の回転軸が交差する位置）からずれて傾転することになり、差圧 ΔP を増加させてピストン31が変位した場合、パワーローラ20はトロイダル型無段変速機の変速比をHi側に傾転させる。また、増加させた ΔP を伝達トルクに釣り合うようまで低下させるとパワーローラは中立位置に戻り、変速が停止する。

【0043】変速比無限大無段変速機の変速制御は、図2に示すように、マイクロコンピュータを主体に構成された変速制御コントローラ80には、ユニット入力軸1の回転数 N_t （＝エンジン回転数 N_e ）を検出する入力軸回転数センサ81からの出力と、無段変速機出力軸4の回転数 N_o を検出する無段変速機出力軸回転数センサ82からの出力と、ユニット出力軸6の回転数等から車速 VSP を検出する車速センサ83からの出力や、図示しないアクセルペダルの踏み込み量等がそれぞれ入力され、変速制御コントローラ80はこれらの検出値を運転状態として処理し、この運転状態に応じて動力循環モードクラッチ9と直結モードクラッチ10を選択的に締結して、動力循環モードと直結モードを切り換えるとともに、運転状態に応じたユニット変速比 i_t となるように無段変速機2の変速比制御を行い、動力循環モードで車速 $VSP = 0$ 近傍では、トルク伝達力の制御を行う。

【0044】このため、変速制御を行う油圧制御装置には、ピストン31の前後差圧 ΔP を高精度で制御可能な第1のピストン制御手段と、パワーローラ20の傾転角を高精度で制御可能な第2のピストン制御手段と、これら第1ピストン制御手段と第2のピストン制御手段を選択的に切り換える制御モード切換手段が設けられ、図2において、変速制御コントローラ80は、第1のピスト

ン制御手段としての＋トルクソレノイド50及び－トルクソレノイド55へ目標駆動力に応じた指令値を送出するとともに、第2のピストン制御手段としてのステップモータ36へ目標変速に応じた指令値を送出し、制御モード切替手段としてのサーボ切替ソレノイドバルブ48を駆動して、運転状態に応じて第1または第2のピストン制御手段を切り換える。

【0045】次に、図5に示す油圧制御装置の概略回路図を参照しながら、第1ピストン制御手段、第2ピストン制御手段及び制御モード切替手段について詳述する。

【0046】まず、油圧制御装置は、油圧ポンプから供給された油圧が、PLソレノイド90によって制御されたプレッシャレギュレータ100によって調整され、供給圧PLとしてライン圧回路101へ供給される。

【0047】そして、ライン圧回路101には、第1ピストン制御手段としての＋トルクコントロールバルブ40及び－トルクコントロールバルブ45が接続され、これらコントロールバルブ40、45は、変速制御コントローラ80によって駆動される＋トルクソレノイド50及び－トルクソレノイド55からの出力圧Psolに応じた油路41、42へ制御圧Pcを供給する。

【0048】また、ライン圧回路101には、第2ピストン制御手段としてのシフトコントロールバルブ46が接続され、このシフトコントロールバルブ46は、変速制御コントローラ80によって駆動されるステップモータ36の目標値と、プリセスクム35及びリンク38からなるメカニカルフィードバック手段よりフィードバックされた実変速比に応じて、出力ポート46b、46cへの流量を制御する。

【0049】そして、油圧シリンダ30の上流には、変速制御コントローラ80によって駆動されるサーボ切替ソレノイド56の信号圧に応動するサーボ切替バルブ48が設けられ、油室30A及び30Bを、第1ピストン制御手段の油路41、42と第2ピストン制御手段の出力ポート46b、46cのうちの一方に接続する。

【0050】ここで、第1のピストン制御手段は、一対の圧力制御弁からなる＋トルクコントロールバルブ40及び－トルクコントロールバルブ45を主体に構成されて、それぞれ＋トルクソレノイド50及び－トルクソレノイド55からの出力圧Psolを信号圧とし、その信号圧に対してライン圧回路101の供給圧PLと、各々の出力圧（制御圧Pc）の差圧を制御するものである。

$$P_{sol} \cdot A_{sol} = (P_L - P_c) \cdot A_s + F_s \quad \cdots (1)$$

となる。よって、 $a = A_{sol}/A_s$ 、 $b = F_s/A_s$

（定数）として上記（1）式を変形すると、

$$P_L - P_c = a \cdot P_{sol} - b \quad \cdots (2)$$

で表され、出力圧Psolに対応して、供給圧PLと制御圧Pcの差圧PL-Pcが制御可能になる。

【0058】また、出力圧Psol=0のとき、差圧PL-Pc<0となるが、制御圧Pcの元圧が供給圧PLのため、制御圧Pcが供給圧PL以上になることはなく、スプール40sは調圧状態にならず、スプリング力Fsで押しきられ、ポート40cと40dが連通したPc=

ノイド55からの出力圧Psolを信号圧とし、その信号圧に対してライン圧回路101の供給圧PLと、各々の出力圧（制御圧Pc）の差圧を制御するものである。

【0051】ここでは、＋トルクコントロールバルブ40側及び－トルクコントロールバルブ45側も同様に構成されるため、以下、＋トルクコントロールバルブ40側について説明する。

【0052】この＋トルクコントロールバルブ40は、＋トルクソレノイド50の出力圧Psolが一端に接続されている。なお、＋トルクソレノイド50は、非通電時に出力圧Psolが0となるノーマルクローズタイプで構成される。

【0053】＋トルクソレノイド50の出力圧Psolはポート40aを介して＋トルクコントロールバルブ40のスプール40sを図中下方へ付勢し、これに加えて、ポート40bには制御圧Pcがスプール40sを下方へ付勢するようフィードバックされる。

【0054】そして、出力圧Psolに対向してスプール40sを上方へ付勢するよう、ポート40fが形成されて供給圧PLがフィードバックされるのに加えて、ポート40f側にはスプール40sを図中上方へ付勢するスプリング40rが配設される。

【0055】そして、出力圧Psolが所定値以内では、ライン圧回路101と連通した供給圧ポート40cが、出力ポート40dを介して油路41と連通するようにスプール40sが構成され、さらに出力圧Psolが増大し、スプール40sがスプリング40rに抗して図中下方へ変位すると、出力ポート40dがドレンポート40eに連通して、制御圧Pcがドレンポート40eに接続されるように構成される。

【0056】ここで、スプール40sが制御圧Pcのフィードバックを受けるポート40b側の受圧面積と、供給圧PLを受けるスプール40sの図中下部の受圧面積は等しい値Asに設定されており、供給圧PLと制御圧Pcの差圧がスプール40sを図中上方へ付勢するよう構成される。

【0057】ここで、スプール40sが出力圧Psolを受ける受圧面積をAsol、スプリング40rの付勢力をFsとして、釣り合いの式を示すと、

PLの状態となる。

【0059】よって、スプリング力Fsにより調圧開始までの不感帯が作られることとなり、制御圧Pcの特性は、出力圧Psolに対して供給圧PLが一定だと仮定した場合は、図7に示すようになる。

【0060】すなわち、＋トルクソレノイド50からの出力圧Psolが増大すると、差圧PL-Pcが増大し、また、スプリング力Fsによって、 $P_{sol} = b/a = F_s/A_{sol}$ 以下では、上記したように、 $P_c = P_L$ である。

【0061】この差圧 $P_L - P_c$ の特性は、供給圧 P_L が変化しても、制御圧 P_c も同様に変化するため変わらない。ただし、 $0 \leq P_c \leq P_L$ の範囲内でしか P_c の値は存在しないため、供給圧 P_L が低下すると差圧 $P_L - P_c$ 値は、供給圧 P_L の値により制限されることはある。

【0062】つまり、この＋トルクコントロールバルブ40は、供給圧 P_L と制御圧 P_c の差圧を制御可能で、かつ、電磁比例弁の＋トルクソレノイド50が非通電時では制御圧 P_c が供給圧 P_L に等しくなるという特徴を持っている。

【0063】なお、－トルクコントロールバルブ45も、上記＋トルクコントロールバルブ40と同様に構成される。

【0064】これらの2つの圧力制御弁、＋トルクコントロールバルブ40及び－トルクコントロールバルブ45からの制御圧 P_c は、油路41、42からサーボ切換バルブ48へ供給され、変速制御コントローラ80が後述するように、動力循環モードを選択した場合には、サーボ切換ソレノイド56からの信号圧が減少して、サーボ切換バルブ48のスプールが、図5のように上方へ変位し、油路41、42を介して＋トルクコントロールバルブ40の制御圧 P_c がピストン室30Aに、－トルクコントロールバルブ45の制御圧 P_c がピストン室30Bにそれぞれ供給される。

【0065】トラニオン23を駆動する油圧シリンダ30が、第1ピストン制御手段によって行われている間は、変速制御コントローラ80からの指令によって＋トルクソレノイド50または－トルクソレノイド55が駆動され、このときに駆動されるソレノイドはどちらか一方だけであり、同時に双方が通電されることはなく、通電されない方の制御圧 P_c は前述したように、供給圧 P_L と等しくなる。

【0066】例えば、＋トルクソレノイド50のみを駆動した場合では、－トルクソレノイド55は通電されておらず、－トルクソレノイド55からの出力圧 P_{sol} は0であり、－トルクコントロールバルブ45の制御圧 P_c は供給圧 P_L に等しい。

【0067】一方、＋トルクソレノイド50の出力圧 P_{sol} は、供給圧 P_L と制御圧 P_c との差圧を制御するが、結果としてこれは、－トルクコントロールバルブ45の制御圧 P_c と、＋トルクコントロールバルブ40の制御圧 P_c の差圧を制御することになる。

【0068】したがって、＋トルクコントロールバルブ40の制御圧 P_c を制御することは、油室30Aの圧力 P_{inc} のと油室30Bの圧力 P_{dec} の差圧 $\Delta P = P_{inc} - P_{dec} (>0)$ 、すなわち、ピストン31の前後差圧 ΔP を制御することになる。

【0069】つまり、トロイダル型無段変速機2の入力軸側から遊星歯車機構5のサンギア5a側への正の伝達

トルクを制御することができる。

【0070】逆に、油室30Bと連通した－トルクコントロールバルブ45のみを駆動した場合では、同様にピストン31の前後差圧 $\Delta P = P_{dec} - P_{inc} (>0)$ を制御することになり、上記とは逆向きの伝達トルク、すなわち、遊星歯車機構5のサンギア5a側から無段変速機2の入力軸側への負の伝達トルクを制御することができる。

【0071】こうして、第1ピストン制御手段は、どちらか一方のソレノイドを駆動することで、油圧シリンダ30の前後差圧 ΔP を高精度で制御し、パワーローラ20のトルク伝達力を高精度で行うことができる。

【0072】次に、ステップモータ36、Iリンク37、シフトコントロールバルブ46及びメカニカルフィードバック手段から構成された第2のピストン制御手段について説明する。

【0073】第2のピストン制御手段の選択は、サーボ切換ソレノイド56からの信号圧が増大し、サーボ切換バルブ48が図中下方へストロークすることにより、シフトコントロールバルブ46の出力ポート46b、46cが油室30B、30Aへそれぞれ連通する一方、第1ピストン制御手段の油路41、42は遮断される。

【0074】油室30B、30Aへの供給油圧を制御するシフトコントロールバルブ46は、図5、図6に示すように、スプール46sを備え、そのスプール46sは揺動可能なIリンク37の途中に連結される。

【0075】このIリンク37の一端にはステップモータ36に連結されて、ステップモータ36は送りネジ機構（図示せず）を介して、変速制御コントローラ80からの指令によりIリンク37を駆動することで、スプール46sを駆動する。

【0076】一方、Iリンク37の他端には、トラニオン23の下端から突出したロッドに形成されたプリセカム35と摺接するLリンク38が連結され、トラニオン23の軸まわりの変位、すなわち、傾転角＝実変速比と軸方向変位（変速速度）をフィードバックするメカニカルフィードバック手段が連結される。

【0077】パワーローラ20の傾転角は、トラニオン23及びプリセカム35を介して、Lリンク38からIリンク37へ伝達され、実変速比がスプール46sへフィードバックされる。

【0078】シフトコントロールバルブ46のバルブボディには、ライン圧回路101と連通した供給圧ポート46aと、2つの出力ポート46b、46cが形成され、供給圧ポート46aからの圧油がどちらかの出力圧ポートへ選択的に供給される一方、他方の出力圧ポートの圧油は、非常に低圧の開弁圧を持つ保圧弁47を介して図示しないタンクに接続される。

【0079】いま、トロイダル型無段変速機2の目標変速比を L 側にした場合、図5において、ステップモータ

タ36のロッドが所定の位置まで縮む方向に回転する。このとき、シフトコントロールバルブ46のスプール46sは図中上方に変位し、供給圧ポート46aと、出力圧ポート46cが連通し、出力圧ポート46cに接続されている油室30Aの油圧が上昇し、ピストン31の変位に応じて、パワーローラ20が中立点よりオフセットした分、傾転力が発生して、トロイダル型無段変速機2がLo側に変速する。

【0080】変速比が目標変速比に応じたLo側になると、プリセカム35により実変速比がフィードバックされた分だけ、リンク38の位置が変化するため、リンク37の一端が変位して、シフトコントロールバルブ46のスプール46sを再び中立点に戻すように駆動され、ステップモータ36の指令値と実変速比が一致すると、スプール46sは中立位置へ戻って変速が終了する。

【0081】なお、Hi側への変速指令のときは、上記の逆に動作する。

【0082】こうして、ステップモータ36の指令値と、メカニカルフィードバック機構の実変速比に応じてトロイダル型無段変速機2の変速比を高精度で制御することが可能となり、トロイダル型無段変速機2の変速比の変化に応じて変速比無限大無段変速機のユニット変速比を制御することができるのである。

【0083】ここで、上記変速制御コントローラ80で行われる変速制御の切り換えについて、図8のフローチャートを参照しながら以下に詳述する。

【0084】まず、ステップS1では、現在のピストン制御がどちらの制御手段であるかを検出して、第1ピストン制御手段で油圧シリンダ30を駆動している場合には、変数Sに1を代入する一方、第2ピストン制御手段で油圧シリンダ30を駆動している場合には、変数Sに2を代入する。

【0085】次に、ステップS2では、車速センサ83から車速VSPを読み込んでから、ステップS3へ進んでどちらのピストン制御手段が制御を行っているか判定し、S=1の第1ピストン制御手段であれば、ステップS4へ進む一方、S=2の第2ピストン制御手段であれば、ステップS5へ進む。

【0086】そして、ステップS4では、検出した車速VSPが所定値Vuを超えていれば、ステップS7へ進んでS=2に設定して、第2ピストン制御手段へ切り換える一方、そうでない場合には、ステップS6へ進んで現在の第1ピストン制御手段を保持する。

【0087】また、第2ピストン制御手段が制御を行っている場合のステップS5では、検出した車速VSPが所定値Vd未満であれば、ステップS6へ進んでS=1に設定して、第1ピストン制御手段へ切り換える。

【0088】なお、所定値Vu、Vdは、 $Vu > Vd$ に設定されて、ピストン制御手段の切換の際にハンチング

が発生するのを防止するとともに、所定車速Vdは、例えば、車速VSP=0近傍に設定される。

【0089】したがって、車速VSPが所定値Vd未満となる車両停止状態または極低速時では、図17に示したように、動力循環モードであるため、ギアードニュートラルポイント近傍では、必ず第1のピストン制御手段を選択して、パワーローラ20のトルク伝達力を高精度で制御することができ、特に、ギアードニュートラルポイントでは、油圧シリンダ30や油圧制御装置の製造上のばらつきにかかわらず、ピストン31の前後差圧 ΔP を正確に制御することが可能となって、前記従来例のように、運転者が意図した進行方向とは逆方向にトルクが発生するのを確実に防いで、トロイダル型無段変速機2を用いた変速比無限大無段変速機の運転性を大幅に向上することができるのである。

【0090】そして、車速VSPが増大して所定値Vuを超えると、油圧シリンダ30の制御は、メカニカルフィードバック手段を備えた第2ピストン制御手段に切り換えられるため、目標変速比に対して迅速かつ高精度でパワーローラ20の傾転角を制御することが可能となり、車速VSP=0の停車状態近傍から高速域まで、すべての変速範囲で正確な変速比制御とトルク伝達力制御を両立することができるのである。

【0091】また、変速比無限大無段変速機のギアードニュートラルポイント及びその近辺においては、高精度の差圧制御が可能な第1のピストン制御手段を選択しているため、車両の停車中には、パワーローラ20のトルク伝達を行わないようピストン31の前後差圧 ΔP を制御することで、車両を静止させることができ、あるいは、パワーローラ20が前進方向へ微小なトルクを伝達するよう0ピストン31の前後差圧 ΔP を制御することで、従来のトルクコンバータを備えた車両と同様に、クリープを発生させることができ、さらに、このクリープ力は、前後差圧の制御によって任意の値に設定することが可能となるのである。

【0092】さらに、所定車速Vuを超える場合では、第2のピストン制御手段によって、正確な変速比制御が可能になり、良好な変速応答性や安定性を確保できるのに加え、エンジンを含めたパワートレインの燃費最適点（必要馬力における最適な回転数、トルクを得られるポイント）を追求した正確な駆動力制御が可能になる。

【0093】また、第2のピストン制御手段は、出力ポート46b、46cがサーボ切換バルブ48で遮断されている場合であっても、常に目標変速比へ向けて制御を継続することで、第1ピストン制御手段から第2ピストン制御手段への切り換えの際に、変速比が急激に変化するのを防止して、切換えショックを抑制することが可能である。

【0094】また、第1ピストン制御手段の選択中は、目標変速比ではなく、現在の実変速比をトロイダル型無

段変速機2の入出力軸回転数から検出し、この実変速比となるよう第2のピストン制御手段のステップモータ36に指令を出し続けてもよく、この場合では、第1ピストン制御手段から第2ピストン制御手段への切り換えの際に、変速比が変化することがなく、切り換えショックを防止することができ、運転性をさらに向上させることが可能となる。

【0095】図9は第2の実施形態を示し、前記第1実施形態の第1及び第2ピストン制御手段の切り換えを目標変速比に応じて行うようにしたもので、その他の構成は前記第1実施形態と同様である。

【0096】まず、ステップS10では、現在のピストン制御がどちらの制御手段であるかを検出して、第1ピストン制御手段で油圧シリンダ30を駆動している場合には、変数Sに1を代入する一方、第2ピストン制御手段で油圧シリンダ30を駆動している場合には、変数Sに2を代入する。

【0097】次に、ステップS11では、アクセルペダル(図示せず)の踏み込み量、ユニット入力軸回転数 N_t (=エンジン回転数 N_e)に応じて求めた目標駆動力 F_t と、車速 VSP より、図10に示すマップからユニット入力軸回転数の目標値 tN_t を求め、この目標入力軸回転数 tN_t を車速 VSP に所定の定数を乗じたユニット出力軸回転数で除したものを目標ユニット変速比 i_t として無段変速機2の制御を行う。なお、上記目標駆動力 F_t は、例えば、本願出願人が提案した特願平8-17739号等と同様に行ってもよい。

【0098】そして、ステップS12では、現在どちらのピストン制御手段が制御を行っているか判定し、 $S=1$ の第1ピストン制御手段であれば、ステップS13へ進む一方、 $S=2$ の第2ピストン制御手段であれば、ステップS14へ進む。

【0099】そして、ステップS13では、目標ユニット変速比 i_t が所定値 i_u を超えていれば、ステップS16へ進んで $S=2$ に設定し、第2ピストン制御手段へ切り換える一方、そうでない場合には、ステップS15へ進んで現在の第1ピストン制御手段を保持する。

【0100】また、第2ピストン制御手段が制御を行っている場合のステップS14では、目標ユニット変速比 i_t が、所定値 i_d 未満であれば、ステップS15へ進んで $S=1$ に設定して、第1ピストン制御手段へ切り換える一方、そうでない場合には、ステップS16へ進んで、現在の第2ピストン制御手段を維持する。

【0101】なお、所定値 i_u 、 i_d は、 $i_u > i_d$ に設定されて、ピストン制御手段の切換の際にハンチングが発生するのを防止するとともに、所定変速比 i_d は、例えば、車速 $VSP=0$ 近傍に設定される。

【0102】したがって、目標ユニット変速比 i_t が所定値 i_d 未満となる車両停止状態または極低速時では、図17に示したように、動力循環モードであるため、ギ

アードニュートラルポイント近傍では、必ず第1のピストン制御手段を選択して、パワーローラ20のトルク伝達力を高精度で制御することができ、特に、目標ユニット変速比 i_t と所定値とを比較してピストン制御手段の切り換えを行うため、動力循環モードのギアードニュートラルポイント、及びその近傍までの変速比制御を第2ピストン制御手段によって高精度で行うことが可能となる。

【0103】図11、図12は第3の実施形態を示し、前記第1実施形態の車速 VSP に応じてピストン制御手段を切り換えるものに、負荷を考慮したもので、その他の構成は前記第1実施形態と同様である。

【0104】図11のステップS20、S21は、図8のステップS1、S2と同様であり、ステップS22の目標駆動力 F_t の検出は、前記第2実施形態のステップS11と同様に行う。

【0105】そして、ステップS23では、車速 VSP と目標駆動力 F_t から、現在どの運転領域にあるかを、図12のマップから判定する。

【0106】図12において、領域Iは第1ピストン制御手段によって油圧シリンダ30の差圧制御により変速を行う領域であり、領域IIIは第2ピストン制御手段によってパワーローラ20の傾転角制御により変速を行う領域で、図中 u 線と d 線の間の領域IIがヒステリシスを備えた遷移領域であり、現在のピストン制御手段に応じて領域Iから領域III、あるいは逆方向へ切り換えが行われる。

【0107】したがって、ステップS23では、車速 VSP と目標駆動力 F_t より、運転領域が領域IにあればステップS25へ進んで、第1ピストン制御手段を選択する一方、領域IIIにあればステップS26へ進んで、第2ピストン制御手段を選択する。そして、領域IIにある場合は、ステップS24へ進んで、現在第1ピストン制御手段を選択している場合には、ステップS25へ進んで現在の制御状態を維持し、同様に、現在第2ピストン制御手段を選択している場合には、ステップS26へ進んで現在の制御状態を維持するものである。

【0108】したがって、車速 VSP が0から低速側へ増大しても、高負荷の場合では低速域であれば変速比が低く(ギアードニュートラル側)設定されるため、このような、高負荷、低速領域では、第1ピストン制御手段によって、トルク伝達力を制御した方が、制御精度を向上させることができ、車速 VSP が u 線を超えて増大すると、領域IIIに移行して第2ピストン制御手段に切り換えられて、パワーローラ20の傾転角制御によって高精度な変速比制御を行うことができ、負荷にかかわらず、変速制御の精度を確保することができるのである。

【0109】図14は、第4の実施形態を示し、前記第1実施形態のサーボ切換バルブ48を、動力循環モードクラッチ9と直結モードクラッチ10の切り換えも行う

モード切換バルブ70に置き換えたもので、その他の構成は前記第1実施形態と同様である。

【0110】モード切換バルブ70はサーボ切換ソレノイド56の信号圧に応じて、油室30A及び30Bを、第1ピストン制御手段の油路41、42と第2ピストン制御手段の出力ポート46b、46cのうちの一方に接続すると同時に、動力循環モードクラッチ9と直結モードクラッチ10のうちの一方へ圧油を供給し、ピストン制御手段の切り換えと同時に、動力伝達モードの切り換えを行うもので、油圧シリンダ30が、第1ピストン制御手段によって制御される場合には、動力循環モードクラッチ9が締結され、油圧シリンダ30が、第2ピストン制御手段によって制御される場合には、直結モードクラッチ10が締結される。

【0111】すなわち、ギアードニュートラルポイントとは動力循環モードのみ存在するため、動力循環モードにおいて第1ピストン制御手段による差圧制御を行うことで、停車状態から極低速または高負荷の低速域での変速制御を高精度で行い、第2ピストン制御手段で変速制御を行う領域では、直結モードによって通常のトロイダル型無段変速機と同様に、傾転角制御によって変速比制御を行う。

【0112】したがって、動力伝達モードの切り換えと、ピストン制御手段の切り換えを同時に行うことで、制御内容を簡易にすることが可能となるとともに、直結モードでは従来のトロイダル型無段変速機の変速制御を行うことができるため、チューニングなどを容易に行うことが可能となるのである。

【0113】さらに、動力伝達モードを切り換えるためのアクチュエータなどが不要となるため、部品点数の削減によって製造コストを低減することができる。

【0114】図14は第5の実施形態を示し、トロイダル型無段変速機の傾転角 ϕ を検出または推定して、所定の傾転角範囲を超えたときに第2のピストン制御手段に切り換え、実変速比をフィードバックすることでトラニオン23が傾転ストッパに衝突するのを防止するものである。なお、傾転ストッパは、トラニオン23が機械的に制限される傾転範囲を超えないように傾転角度を制限するもので、例えば、本願出願人が提案した特願平10-7949号等と同様に構成される。

【0115】まず、ステップS31では、現在のピストン制御がどちらの制御手段であるかを検出して、第1ピストン制御手段で油圧シリンダ30を駆動している場合には、変数Sに1を代入する一方、第2ピストン制御手段で油圧シリンダ30を駆動している場合には、変数Sに2を代入する。

【0116】次に、ステップS2では、現在のピストン制御手段が第2ピストン制御手段であるかを判定して、そうであればステップS35へ進んで、現在の制御状態を維持する一方、第1ピストン制御手段が選択され

ている場合には、ステップS32へ進んで、パワーローラ20の傾転角 ϕ の検出または推定を行う。

【0117】この傾転角 ϕ の検出は、図示はしないが、トラニオン23の上端部などに設けたロータリーエンコーダなどの変位センサによって行えばよく、また、傾転角 ϕ の推定は、ユニット入力軸回転数 N_t と無段変速機出力軸回転数 N_o の比、すなわち、無段変速機2の実変速比から推定することができる。

【0118】そして、ステップS33では、傾転角 ϕ が所定の範囲 $\phi_d < \phi < \phi_u$ にあるかを判定する。傾転角 ϕ が所定の範囲にあれば、ステップS34へ進んで、第1ピストン制御手段を維持する一方、傾転角 ϕ が所定の範囲を超えている場合には、ステップS35へ進んで、第2ピストン制御手段へ制御を切り換える。

【0119】したがって、第1ピストン制御手段によって油圧シリンダ30を制御している際に、例えば、車両がジャンプした場合などで入力トルクが急激に変化すると、第1ピストン制御手段の油圧応答性の遅れなどにより、入力トルクに対応して制御しているピストン室30A、30Bの油圧のバランスが崩れ、回復に時間がかかると、パワーローラ20はピストン31の前後差圧 ΔP によって傾転し続けることになり、所定の傾転角範囲を飛び越える可能性がある。

【0120】そこで、第1ピストン制御手段によって制御をしている際に、所定の傾転角の範囲を超えると、第2ピストン制御手段へ制御を切り換えることにより、メカニカルフィードバック手段によって、直接傾転角 ϕ をフィードバックできるため、所定の傾転角範囲を超えることがなくなって、トラニオン23が傾転ストッパに衝突するのを防止できるのである。

【0121】図15、図16は第6の実施形態を示し、前記第5実施形態の傾転角 ϕ によるピストン制御手段の切り換えに加えて、傾転速度 $d\phi/dt$ によって、傾転角 ϕ を規制する上限値 ϕ_u と下限値 ϕ_d を可変制御するようにしたもので、その他は、前記第5実施形態と同様である。

【0122】ステップS32'では、検出または推定した傾転角 ϕ から傾転速度 $d\phi/dt$ を求め、次のステップS40において、傾転速度 $d\phi/dt$ から上限値 ϕ_u 及び下限値 ϕ_d を設定するものである。

【0123】上限値 ϕ_u は、図16に示すマップに基づいて、傾転速度 $d\phi/dt$ が正側（図中右側）へ増大するほど小さく設定され、下限値 ϕ_d は傾転速度 $d\phi/dt$ が負側（図中左側）に減少するほど大きく設定され、傾転速度 $d\phi/dt$ の絶対値が大きくなるに従って、使用可能な傾転範囲を縮小し、パワーローラ20が急激に傾転した場合であっても、第2ピストン制御手段の応答遅れを加味することができるため、トラニオン23が傾転ストッパに衝突するのを確実に防止することが可能となるのである。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の一実施形態を示す変速比無限大無段変速機の概略構成図。

【図2】 同様に変速比無限大無段変速機の制御概念図。

【図3】 トロイダル型無段変速機概念図。

【図4】図3のA矢示図。

【図5】油圧制御装置の構成を示す概略回路図。

【図6】同じく、IリンクとLリンク、シフトコントロールバルブ、ステップモータとの関係を示す概念図。

【図 7】ソレノイド出力圧と制御圧 P_c 及びライン圧 P_L の関係を示す図。

【図8】変速制御コントローラで行われる制御の一例を示すフローチャートで、メインルーチンを示す。

【図9】第2の実施形態を示し、変速制御コントローラで行われる制御の他の一例を示すフローチャート。

【図10】エンジン回転数 N_e をパラメータとした車速 V_{SP} と、目標駆動力 F の関係を示すマップ。

【図11】第3の実施形態を示し、変速制御コントローラで行われる制御の他の一例を示すフローチャート。

【図12】同じく、車速 VSP と目標駆動力 F に応じて決定される領域のマップである。

【図13】第4の実施形態を示し、油圧制御装置の構成を示す概略回路図。

【図14】第5の実施形態を示し、変速制御コントローラで行われる制御の他の一例を示すフローチャート。

【図15】第6の実施形態を示し、変速制御コントローラで行われる制御の他の一例を示すフローチャート。

【図16】同じく、傾転角と傾転角速度に応じた傾転角
上限及び下限のマッピング。

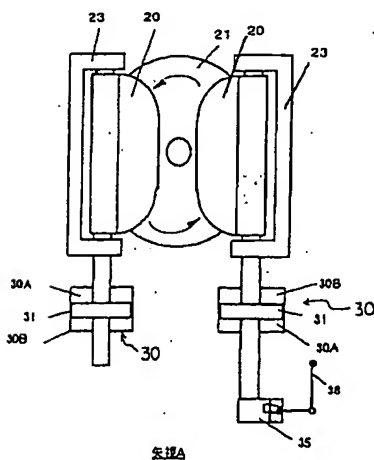
【図17】従来例を示し、無段変速機の変速比とユニット変速比の関係を示すグラフ。

【符号の説明】

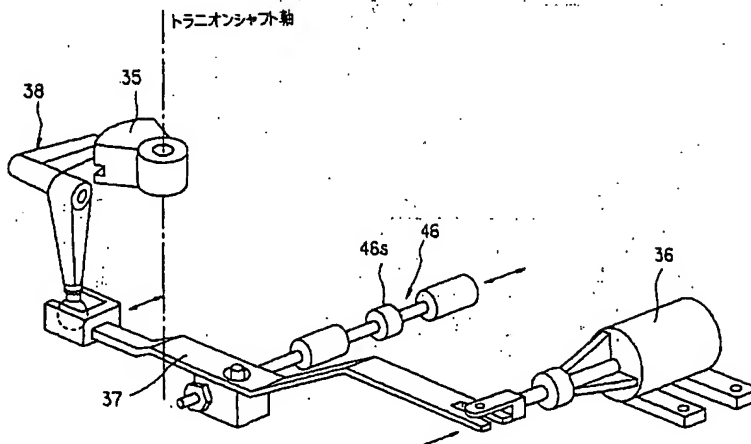
- ## 1 ユニット入力軸

- 2 無段変速機
- 3 一定変速機
- 4 無段変速機出力軸
- 5 遊星歯車機構
- 6 ユニット出力軸
- 9 動力循環モードクラッチ
- 10 直結モードクラッチ
- 20 パワーローラ
- 21 入力ディスク
- 22 出力ディスク
- 23 トラニオン
- 30 油圧シリンダ
- 30A、30B 油室
- 31 ピストン
- 35 プリセスカム
- 36 ステップモータ
- 37 リンク
- 38 Lリンク
- 40 +トルクコントロール
- 41、42 油路
- 45 -トルクコントロール
- 46 シフトコントロールバ
- 47 保圧弁
- 48 サーボ切換バルブ
- 50 +トルクソレノイド
- 55 -トルクソレノイド
- 56 サーボ切換ソレノイド
- 70 モード切換バルブ
- 80 変速制御コントローラ
- 81 入力軸回転数センサ
- 82 出力軸回転数センサ
- 83 車速センサ
- 101 ライン圧回路

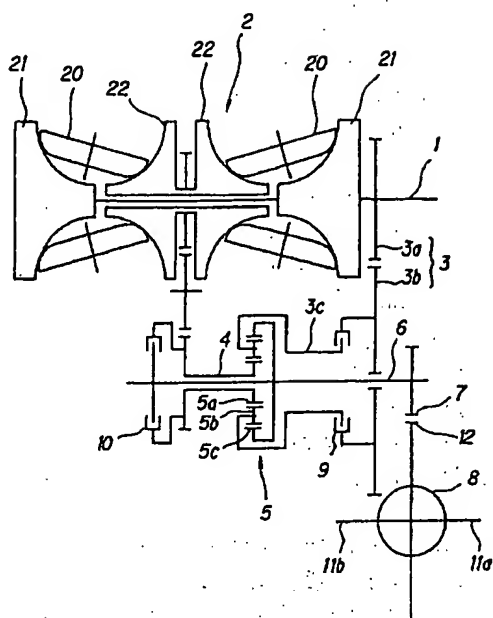
【图4】



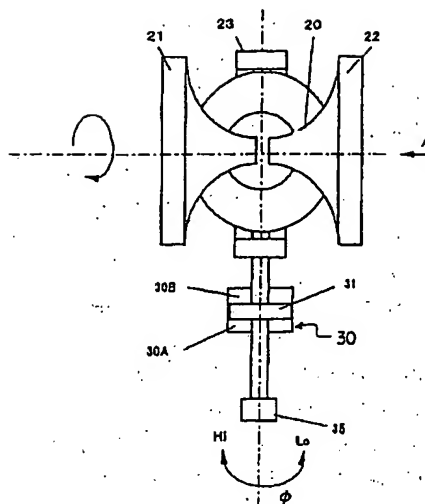
【图6】



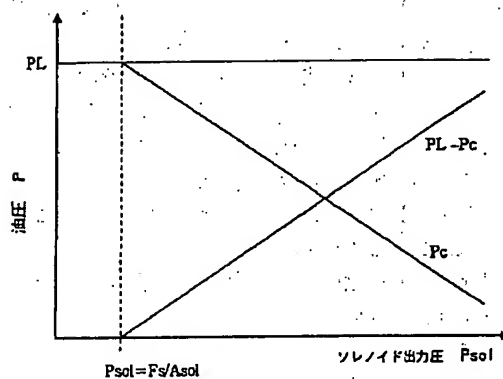
【図1】



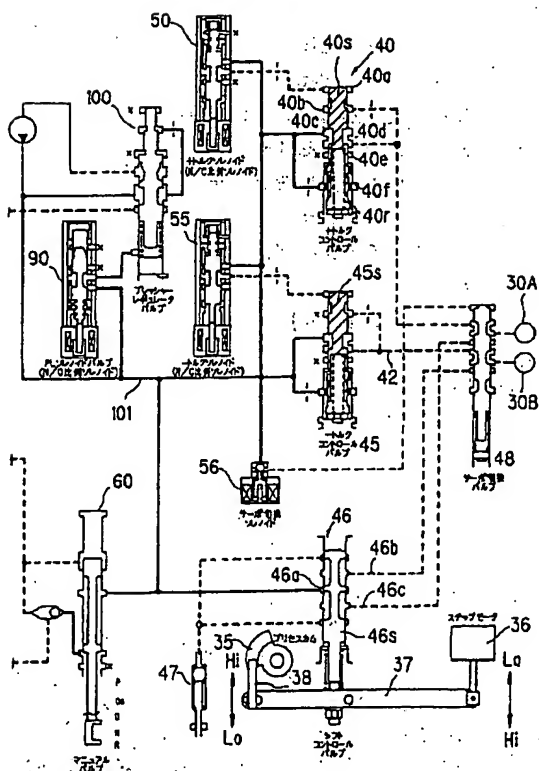
【図3】



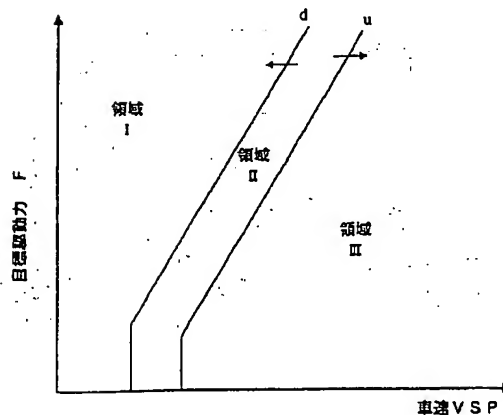
【図7】



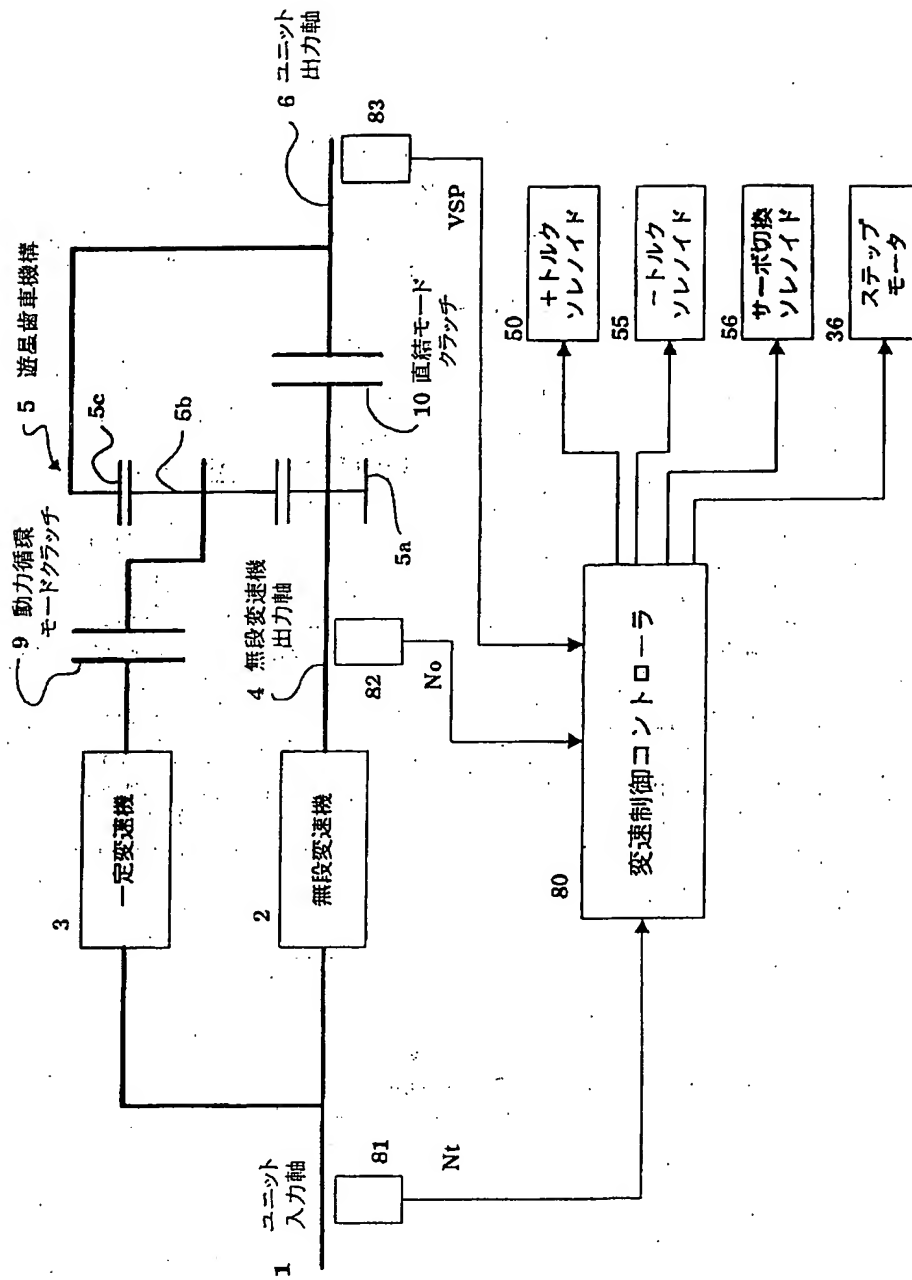
【図5】



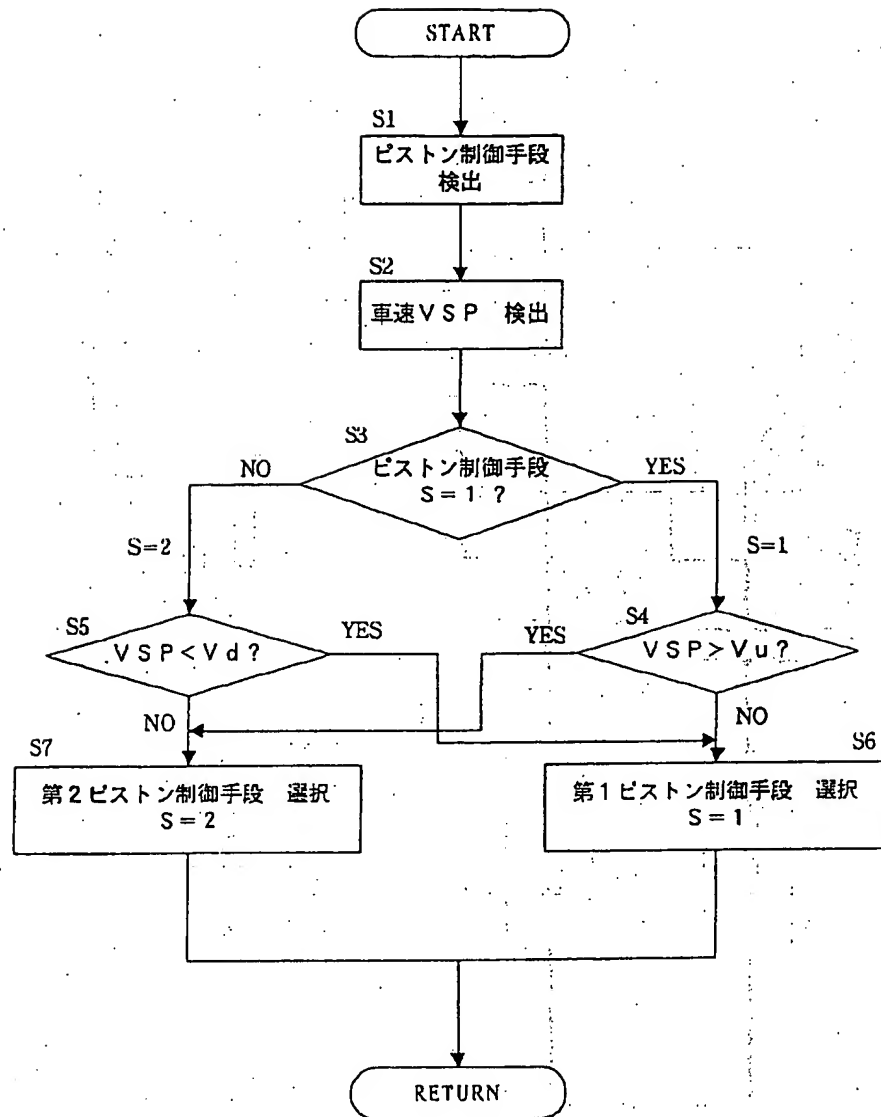
【図12】



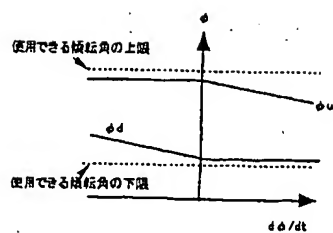
【図2】



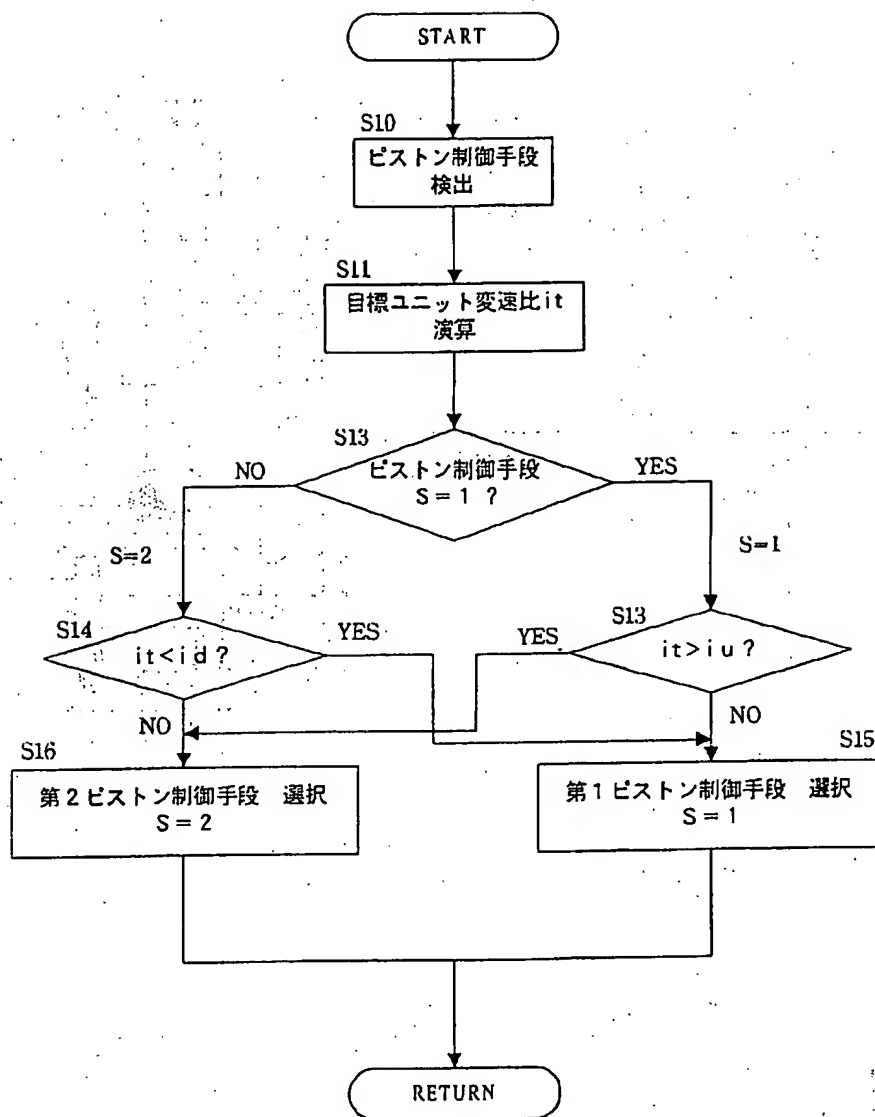
【図8】



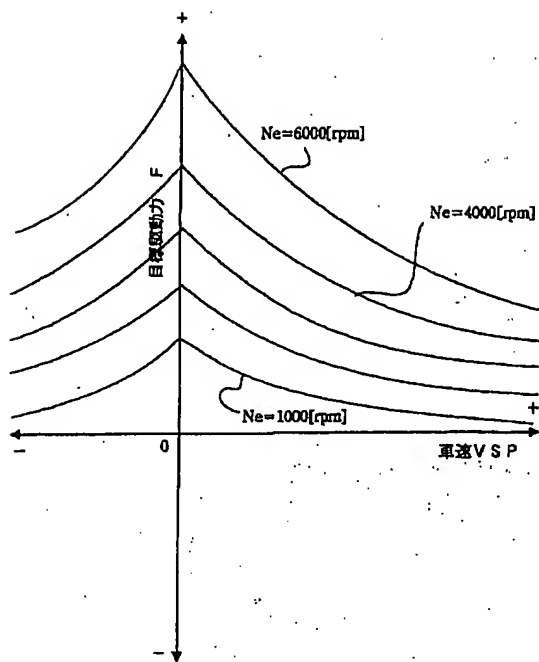
【図16】



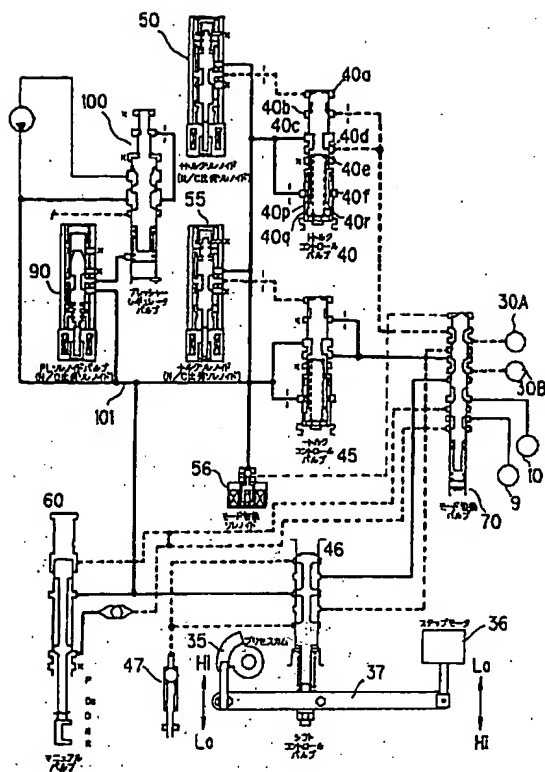
【図9】



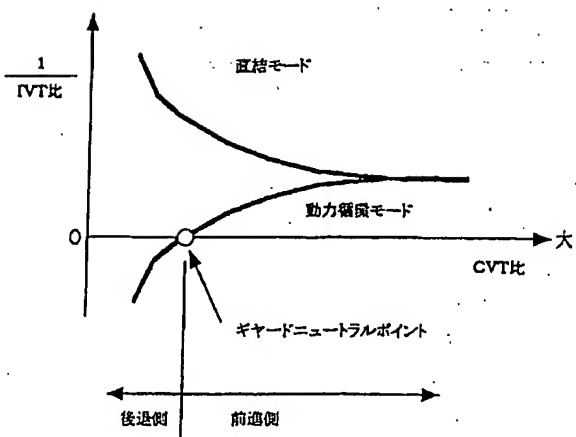
【図10】



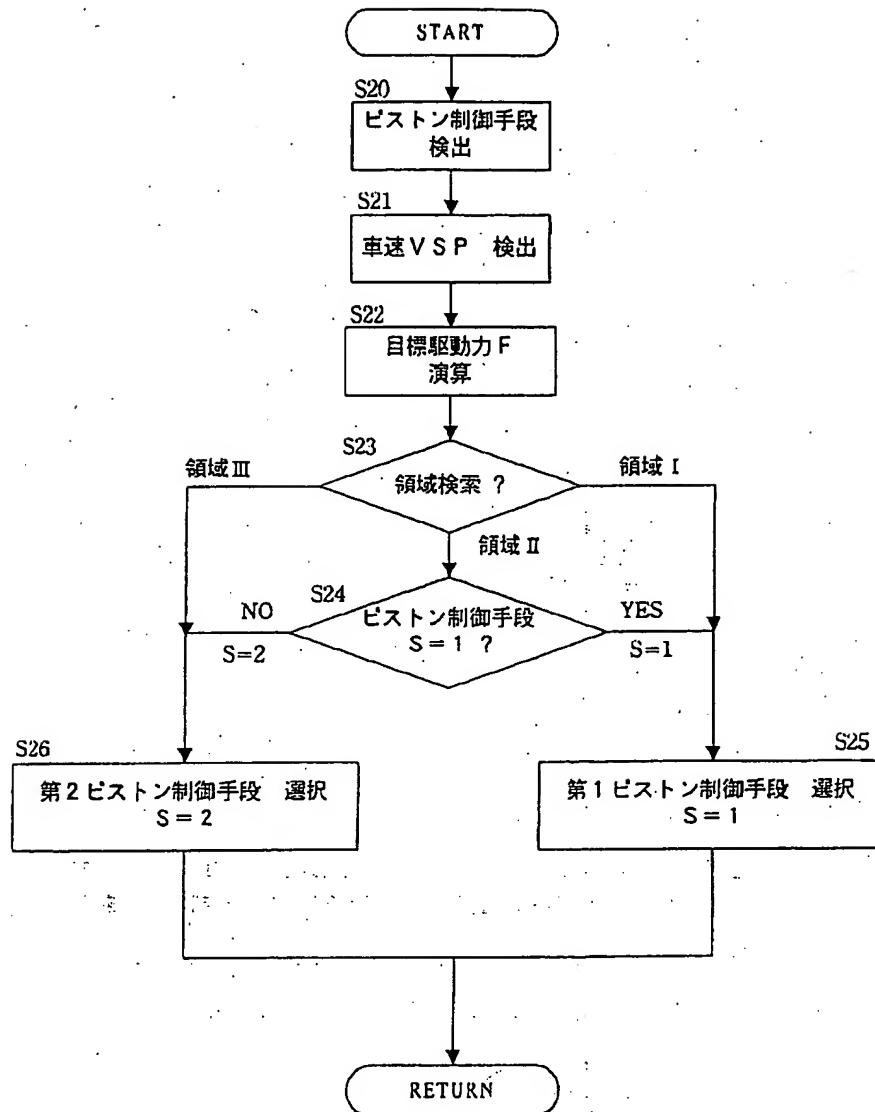
【図13】



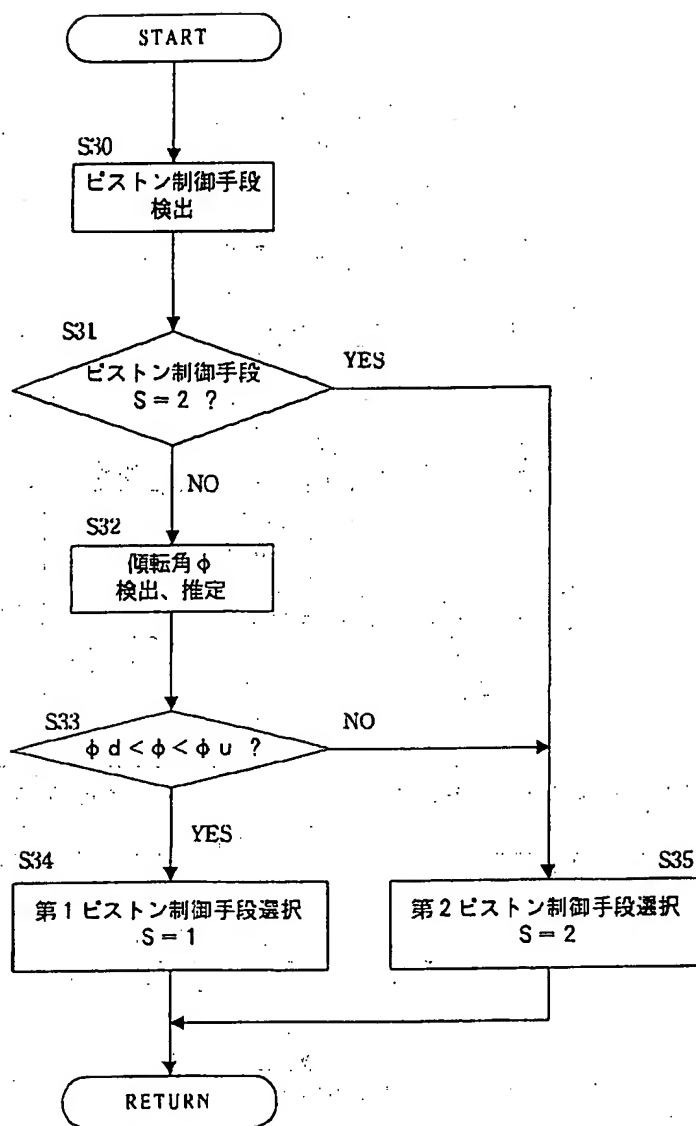
【図17】



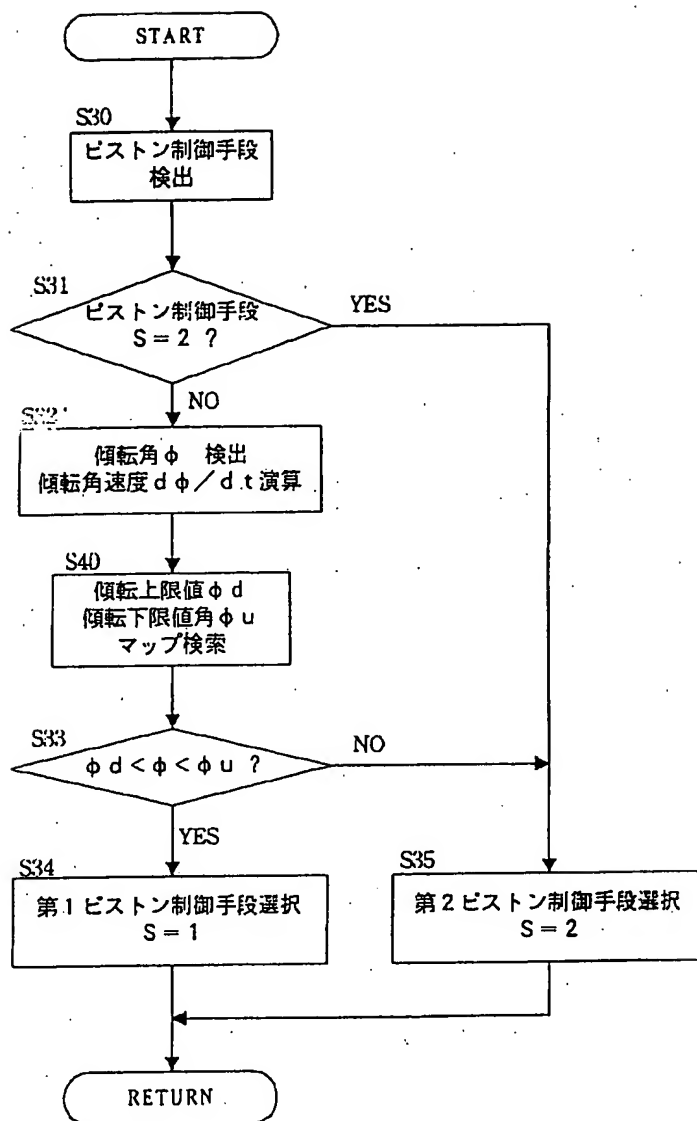
【図11】



【図14】



【図15】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. 6

識別記号

F I


F 1 6 H 59:70

63:06

TRANSMISSION CONTROL DEVICE FOR INDEFINITE GEAR RATIO TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

Patent number: JP11247984
Publication date: 1999-09-14
Inventor: SAKAI HIROMASA
Applicant: NISSAN MOTOR CO LTD
Classification:
 - international: F16H61/04; F16H15/38; F16H37/02
 - european:
Application number: JP19980049703 19980302
Priority number(s):

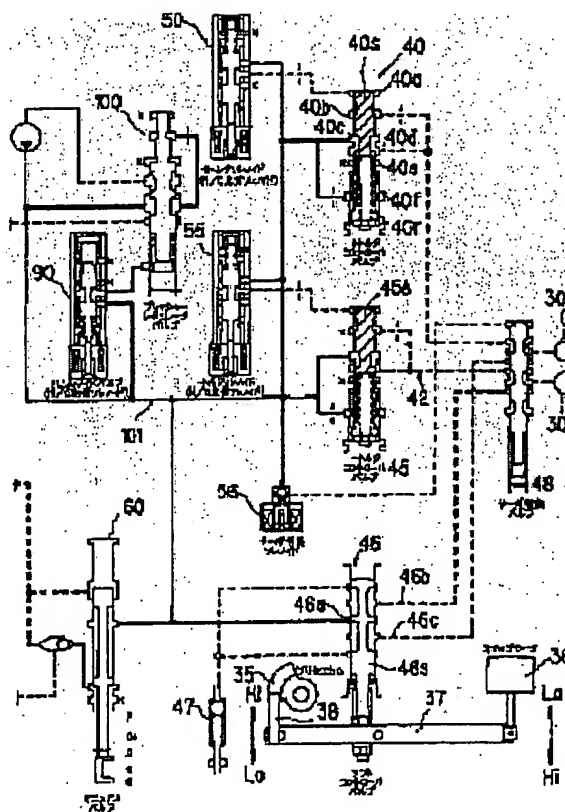
Also published as:

 JP11247984 (/

Abstract of JP11247984

PROBLEM TO BE SOLVED: To make control of a tilt angle of a power roller consistent with control of a torque transmission value quickly and with a high degree of accuracy, irrespective of unevenness of a hydraulic control device.

SOLUTION: This transmission control means for controlling a hydraulic cylinder which drives a power roller in a troidal type continuously variable transmission through a trunnion so as to obtain a target gear ratio in accordance with an operating condition of a vehicle, is composed of a first piston control means for controlling pressures in a first and a second oil chamber 30A, 30B defined in the hydraulic cylinder by a piston, and a shift control valve 46 for controlling the hydraulic pressure fed into the hydraulic cylinder, a second piston control means for feeding back a tilt angle of the power roller to the shift control valve 46, and a servo change-over valve 48 for selectively changing over the first and second piston control means.



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☒ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.